МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 519.216.2 https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-1-43-54

Метод обратного анализа при математическом моделировании гидродинамического балласта в буровой установке



И. Р. Антибас[1], А. Г. Дьяченко[1], Б. И. Саед[2]
[1] ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация)
[2] Университет «Алеппо» (г. Алеппо, Сирийская Арабская Республика)

Введение. При организации бурильных работ одна из основных проблем — точность и плавность опускания связок труб в шахту бурильной установки. Это зависит от многих факторов, в том числе от работы гидротормоза подъемного устройства. Цели данной работы: создание и исследование математической модели гидродинамического балласта в буровой установке. С помощью метода обратного анализа изучено влияние некоторых эксплуатационных показателей на тормозной момент гидравлического тормоза.
Материалы и методы. Эксперименты проводились с использованием лабораторной установки, которая представляет собой модель гидродинамического тормоза. Его клапан закрывали при различных условиях, чтобы получить несколько значений давления с расчетом тормозного момента при подвешенном грузе определенной массы. Моделировались реальные (полевые) условия работы гидродинамического тормоза и сравнивались полученные результаты. При создании математической модели использован метод обратного анализа. Он основан на результатах экспериментальных измерений и позволяет выразить совокупность влияний отдельных переменных на тормозной момент.
Результаты исследования. Создана и протестирована математическая модель гидравлического тормоза. Определена зависимость тормозного момента от давления, плотности и вязкости балластной жидкости. Влияние каждой переменной определено экспериментально, т. к. рассматриваемую зависимость нельзя представить в виде прямой связи. Методом обратного анализа получен набор значений констант, которые дают оптимальное решение. Принимая во внимание стандартный массив ошибок и минимальную стандартную ошибку, учтены статистические ошибки, допущенные во время экспериментальных измерений. Визуализирован физически приемлемый диапазон значений предложенной математической модели. С помощью базовой (нелинейной) математической модели рассчитан вспомогательный тормозной момент гидродинамического тормоза в зависимости от давления, плотности и вязкости. Установлена адекватность предложенной модели. В качестве критерия корректности использовались расчетные показатели тормозного момента. Ошибочное расхождение не превысило 6 %. Для дополнительного тестирования модели проведен расчетный эксперимент, имитирующий полевые условия.
Обсуждение и заключения. Для математического моделирования гидродинамического балласта в буровой установке целесообразно использовать метод обратного анализа. Модель, предложенная в данной работе, связывает тормозной момент гидродинамического тормоза с рабочими параметрами жидкости внутри балласта: давление, вязкость и плотность. Доказана объективность модели. Предложена поправка к ней для симуляции работы тормоза в полевых условиях. Опираясь на полученные результаты, в будущих исследованиях целесообразно испытать созданную модель в полевых условиях с реальной полезной нагрузкой.

Ключевые слова: гидромеханический балласт, математическое моделирование, метод обратного анализа.

Для цитирования: Антибас, И. Р. Метод обратного анализа при математическом моделировании гидродинамического балласта в буровой установке / И. Р. Антибас, А. Г. Дьяченко, Б. И. Саед // Advanced Engineering Research. — 2021. — Т. 21, № 1. — С. 43–54. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-1-43-54



Inverse analysis method for mathematical modeling of hydrodynamic ballast in a drilling rig

I. R. Antypas[1], A. G. Dyachenko[1], B. I. Saed[2]
[1] Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)
[2] University of Aleppo (Aleppo, Syrian Arab Republic)

Introduction. When organizing drilling operations, one of the major problems is the accuracy and smoothness of lowering bundles of pipes into the shaft of the drilling rig. This depends on many factors, including the operation of the hydraulic brake of the lifting device. The objectives of this work are to create and study a mathematical model of hydrodynamic ballast in a drilling rig. Using the inverse analysis method, the effect of some performance indicators on the braking torque of the hydraulic brake is studied.
Materials and Methods. The experiments were performed using a laboratory setup, which is a model of a hydrobrake. Its valve was closed under various conditions to obtain several pressure values with the calculation of the braking torque when a certain weight was suspended. The real (field) operating conditions of the hydromatic brake were simulated, and the results obtained were compared. When creating a mathematical model, the inverse analysis method is used. It is based on the results of experimental measurements and provides expressing the totality of the effects of individual variables on the braking torque.
Results. A mathematical model of the hydraulic brake has been created and tested. The dependence of the braking torque on the pressure, density, and viscosity of the ballast fluid is determined. The influence of each variable is determined experimentally since the dependence under consideration cannot be represented as a direct relationship. The inverse analysis method is used to obtain a set of constant values that give the optimal solution. Taking into account the standard error array and the minimum standard error, the statistical errors made during experimental measurements are considered. The physically acceptable range of values of the proposed mathematical model is visualized. Using a basic (nonlinear) mathematical model, the auxiliary braking torque of a hydrobrake is calculated as a function of pressure, density, and viscosity. The proposed model validity is established. The calculated values of the braking torque were used as a criterion of correctness. The erroneous discrepancy did not exceed 6 %. For additional testing of the model, a computational experiment simulating field conditions was performed.
Discussion and Conclusions. For mathematical modeling of hydrodynamic ballast in a drilling rig, it is advisable to use the inverse analysis method. The model proposed in this paper relates the braking torque of a hydrobrake to the operating parameters of the fluid inside the ballast: pressure, viscosity, and density. The objectivity of the model is validated. An amendment to it is proposed to simulate the operation of the brake in the field. Based on the results obtained, in future studies it is advisable to test the created model in the field with a real payload.

Keywords: hydromechanical ballast, mathematical modeling, inverse analysis method**.**

For citation: I.R. Antypas, A.G. Dyachenko, B.I. Saed. Inverse analysis method for mathematical modeling of hydrodynamic ballast in a drilling rig. Advanced Engineering Research. 2021, vol. 21, no. 1, p. 43–54. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-1-43-54

Введение. При обустройстве буровых установок операции подъема и опускания бурильных труб обеспечиваются подъемными устройствами (катушками). Они снабжены тормозами двух типов, основной из которых — механический. В процессе бурения вес труб превышает полезную нагрузку. Для его компенсации вводят вспомогательный регулировочный балласт, предназначенный для снижения скорости при установке группы бурильных труб [1–4].

Балласты используют для контроля нагрузки и скорости движения крюка, а также для поглощения кинетической энергии группы скважинных бурильных труб. Помимо этого балласты:

— снижают усилия на буровой установке, особенно при больших нагрузках;
— уменьшают износ основных механических балластных элементов;
— помогают медленно и плавно остановить груз, прикрепленный к крюку.

Один из типов вспомогательных тормозов — гидродинамический. В этом случае находящаяся в балласте вода преобразует часть поглощенной кинетической энергии подъемной оси в тепловую, и за счет этого опускаются и поднимаются трубы [5–7].

При манипуляциях с трубами ось тормоза соединяется с осью подъемных устройств. Во время операции подвижная часть установки вытесняет воду в направлении наклонных лопастей внутри статора и вращается со скоростью, равной скорости вращения оси подъемных устройств. Вода попадает на ребра статора, а затем на его детали. Процесс повторяется, и увеличиваются силы, препятствующие движению ротора. Это создает тормозной момент, который отражает вращательное движение осей подъемных устройств и уменьшает скорость вращения. В результате скорость спуска группы бурильных труб уменьшается [8–10].

Коэффициент безопасности торможения (если его значение не превышает допустимого) координирует вспомогательную гидродинамическую работу и эффекты от работы двух основных тормозных систем, а также обеспечивает более длительное время обслуживания элементов главного тормоза. Это происходит за счет уменьшения износа фрикционных дисков и плоскостей тормозных колес. Увеличение тормозного момента балласта позволяет обеспечить правильное тормозное движение цилиндрического подъемника. Это свидетельствует о важности исследования гидродинамического тормоза.

Гидравлическая мощность тормоза *N* определяется из соотношения:

$$N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H\,, \tag{1}$$

где ρ — плотность рабочей жидкости (пресной воды); *g* — ускорение свободного падения; *Q* — количество израсходованной рабочей жидкости, равное объему рабочей жидкости, которая проходит через систему ребер за один рабочий цикл; *H* — высота (уровень) рабочей жидкости в балласте.

Тормозной момент M_B принудительного торможения двигателя определяется соотношением

$$M_B = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / \omega\,, \tag{2}$$

где ω — угловая скорость вращения движущегося участка балласта.

Показатели кинематического торможения оребренных гидравлических машин определяются по известным теоретическим соотношениям тормозного момента:

$$M_B = \lambda_M \cdot \rho \cdot \left(D^5 - d^5\right) \cdot \omega^2\,, \tag{3}$$

$$M_B = \lambda_M \cdot \rho \cdot \left(D^5 - d^5\right) \cdot \frac{n^2}{100}\,. \tag{4}$$

Здесь *D* — наружный диаметр «кольца» рабочей жидкости, образованного при вращении колеса ротора и принятого равным диаметру колеса подвижной секции; *d* — внутренний диаметр кольца рабочей жидкости, который зависит от уровня балласта; *n* — число оборотов движущегося участка балласта (число вращающихся осей), об/мин:

$$\left(\omega = \frac{2\pi n}{60} \Rightarrow \omega^2 = \frac{n^2}{100}\right).$$

Коэффициент гидравлического тормозного момента λ_M — безразмерная величина, учитывающая форму рабочих полостей в балласте, параметры и количество тормозных ребер. В практических расчетах среднее значение коэффициента гидравлического тормозного момента принимается 0,3.

Цель исследования — изучить влияние некоторых эксплуатационных показателей на тормозной момент гидравлического тормоза, который представляет собой давление внутри тормозной камеры, а также на плотность и вязкость рабочей жидкости внутри балласта. Этих показателей нет в соотношении (4), поэтому примем, что тормоз работает при атмосферном давлении в 1 атмосферу, жидкость представляет собой пресную воду с плотностью 1 г/см^2 и вязкостью 1 стокс.

Материалы и методы. Лабораторные эксперименты проводились в университете Алеппо (Сирийская Арабская Республика) на установке, представляющей собой модель ингибирования гидродинамического тормоза (рис. 1).

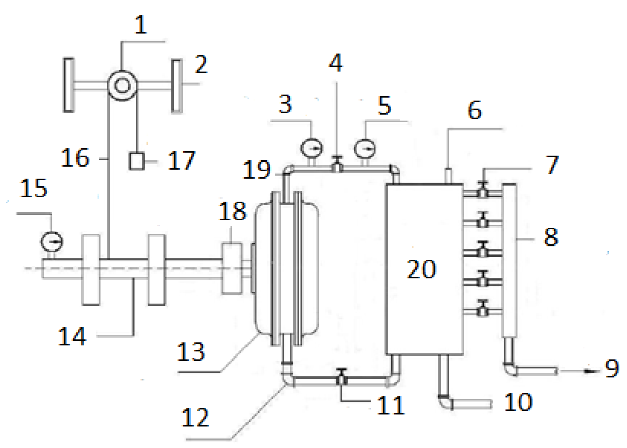


Рис. 1. Лабораторная установка — модель ингибирования гидродинамического тормоза: 1 — шкив, 2 — подлокотник шкива, 3 — манометр, 4 — выпускной клапан, 5 — термометр, 6 — отверстие в верхней части бака, 7 — регулирующие клапаны уровня жидкости, 8 — выходной канал для жидкости, 9 — выход жидкости из резервуара, 10 — клапан слива жидкости, 11 — впускной клапан, 12 — входная линия, 13 — гидравлический тормоз, 14 — катушка, 15 — измеритель количества циклов, 16 — трос, 17 — полезная нагрузка, 18 — концентратор связи, 19 — линия управления, 20 — бак для жидкости

Этапы экспериментов

1. Резервуар и балласт заполняют жидкостью до требуемого уровня (0,106 м до уровня первого клапана).

2. С помощью ручного рычага, связанного с катушкой, на 0,317 м поднимают подвешенный на крюке груз. Он весит 8 кг и соединен с тросом.

3. Позволяют связке труб упасть под собственным весом.

4. Снимают показания с индикатора оборотов оси катушки.

5. Затем фиксируют влияние показателей, полученных в ходе лабораторных экспериментов по изучению гидравлического торможения:

— давление, создаваемое в тормозной камере (P);

— плотность рабочей жидкости (ρ);

— вязкость рабочей жидкости (μ).

Сначала рассчитывают тормозной момент вспомогательного гидродинамического тормоза по соотношению (4). С этой целью определяются значения n, D, d.

Наружный диаметр «кольца» рабочей жидкости D образуется при вращении колеса подвижной секции (ротора) и принимается равным его диаметру. Диаметр D движителя лабораторной установки в практических экспериментах равен 0,33 м.

Внутренний диаметр кольца рабочей жидкости d зависит от уровня балласта. Для определения этого диаметра выравниваются объемы:

— рабочей жидкости внутри балласта;

— жидкости в «кольце», которое образуется при вращении подвижной секции внутри балласта и ограничивается высотой охлаждающей жидкости в баке (0,106 м).

При D = 0,33 м рабочий объем балластной жидкости — 2,85 литра. Расчеты показали, что внутренний диаметр d = 0,283 м.

Число оборотов n связано с подвешенным грузом. Если тормоз не работает, то это число оборотов намоточного устройства. Если же оно отделено от тормоза, то n берется из лабораторных экспериментов: при весе груза 8 кг n = 240 об/мин.

Рассчитаем момент гидравлического торможения для веса 8 кг, прикрепленного к крюку. Во время эксперимента бак был заполнен пресной водой до уровня первого клапана (0,106 м) при следующих показателях: давление P = 1 атм, плотность жидкости ρ = 1 г/см^3 и вязкость жидкости μ = 1 Ст. Поэтому момент гидравлического торможения:

$$M_B = 0,3 \cdot 1000 \cdot \left(0,33^5 - 0,283^5\right) \cdot \frac{240^2}{100} = 355 \text{ Н·м}.$$

Рассмотрим соотношение, обратное (2). В первую очередь речь идет об обратной зависимости между крутящим моментом и угловой скоростью (ω). Уменьшение числа оборотов n на 20 % при увеличении плотности жидкости означает увеличение крутящего момента на 20%. Учтем допустимое значение тормозного момента 355 Н·м. В итоге получим искомую величину тормозного момента при следующих показателях: давление P = 1 атм, плотность ρ = 1 г/см^3 и вязкость жидкости μ = 1 Ст.

Применительно к данной работе отметим следующее. При определении тормозного момента гидравлического тормоза учитывают число оборотов катушки, связанной с осью тормоза (то есть во время торможения): уменьшение числа оборотов намотки на определенный процент означает такое же увеличение крутящего момента.

Влияние давления внутри балласта на тормозной момент гидравлического тормоза. Внутри гидравлического тормоза создали давление жидкости, закрыв клапан на линии выхода жидкости. Провели лабораторный эксперимент и расчет тормозного момента при подвешенном грузе массой 8 кг. Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1

Изменение тормозного момента гидравлического тормоза при изменении давления внутри балласта

Давление внутри балласта, атм	1	1,25	1,4	1,55	1,7	1,85
Левое граничное значение крутящего момента, Н·м	105	104	103	100	95	90
Правое граничное значение крутящего момента, Н·м	355	359	363	372	388	405

На рис. 2 показано изменение тормозного момента при изменении давления внутри балласта.

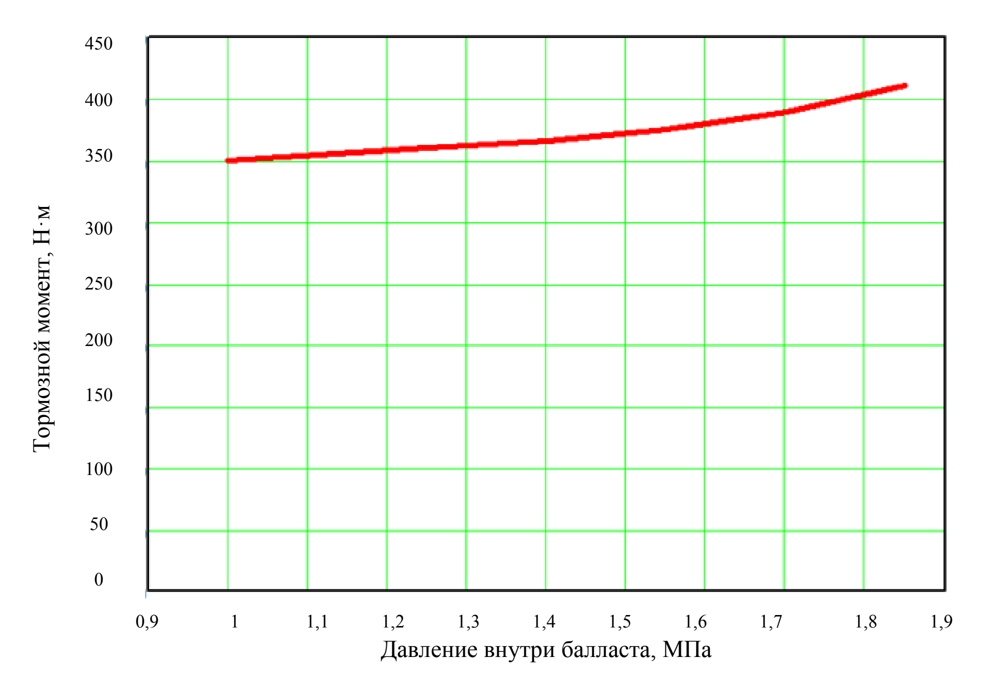


Рис. 2. Изменение тормозного момента при разном давлении внутри балласта

Влияние плотности рабочей жидкости на тормозной момент. В экспериментах использованы химические вещества, которые увеличивают плотность воды, не подвергая коррозии элементы лабораторного оборудования.

Рассмотрены различные концентрации растворенных в воде веществ для получения балластной жидкости разной плотности. Условия те же: исследуется тормозной момент при подвешенном грузе 8 кг (таблица 2).

Таблица 2

Зависимость тормозного момента от плотности жидкости, числа витков катушки и добавок в балластную жидкость

Плотность жидкости	1	1,065	1,09	1,11	1,13	1,15
Число витков катушки	105	104	102	99	95	91
Соли хлорида натрия						
Тормозной момент	355	359	366	375	388	402
Пищевой сахар						
Тормозной момент	355	359	363	368	378	388

Отмечено очень слабое изменение вязкости при увеличении концентрации соли хлорида натрия. Можно считать, что вязкость жидкости приблизительно равна 1 Ст.

На рис. 2 показана зависимость тормозного момента от плотности рабочей жидкости при использовании соли хлорида натрия и пищевого сахара.

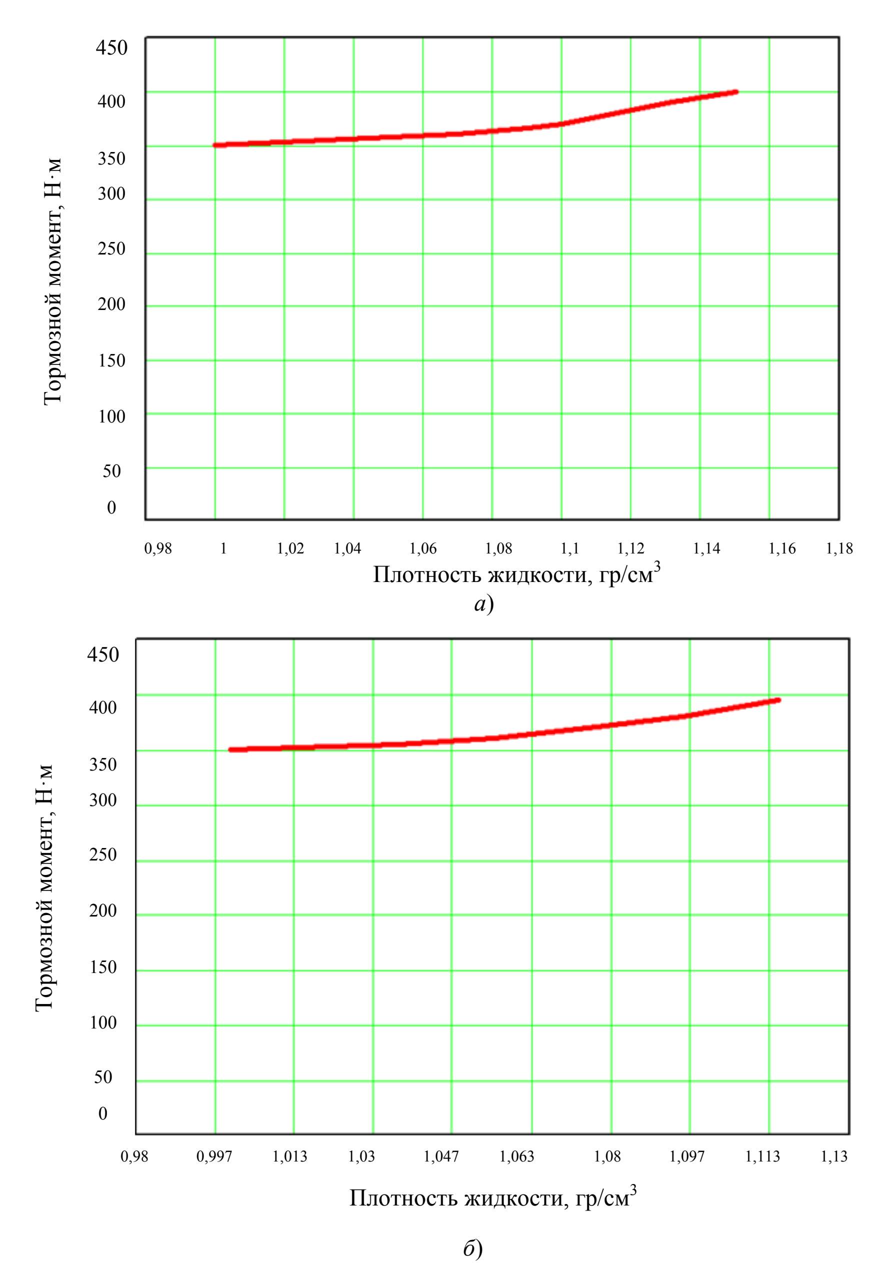


Рис. 3. Зависимость тормозного момента от плотности рабочей жидкости с введением соли хлорида натрия (*а*) и пищевого сахара (*б*)

Влияние вязкости рабочей жидкости на торможение гидросистемы. Использовались различные комбинации концентраций растворенного в воде глицерина и силиката для получения балластных жидкостей, отличающихся по вязкости. Условия те же: исследуется тормозной момент при подвешенном грузе 8 кг (таблица 3).

Таблица 3

Зависимость тормозного момента от вязкости жидкости и добавок в балластную жидкость

Вязкость жидкости	1	16	22	29
Число витков катушки	105	102	98	94
Глицерин				
Тормозной момент	355	365	378	392
Силикат натрия				
Тормозной момент	355	372	388	408

На рис. 4 показаны изменения тормозного момента с изменением вязкости рабочей жидкости при использовании глицерина и силиката натрия.

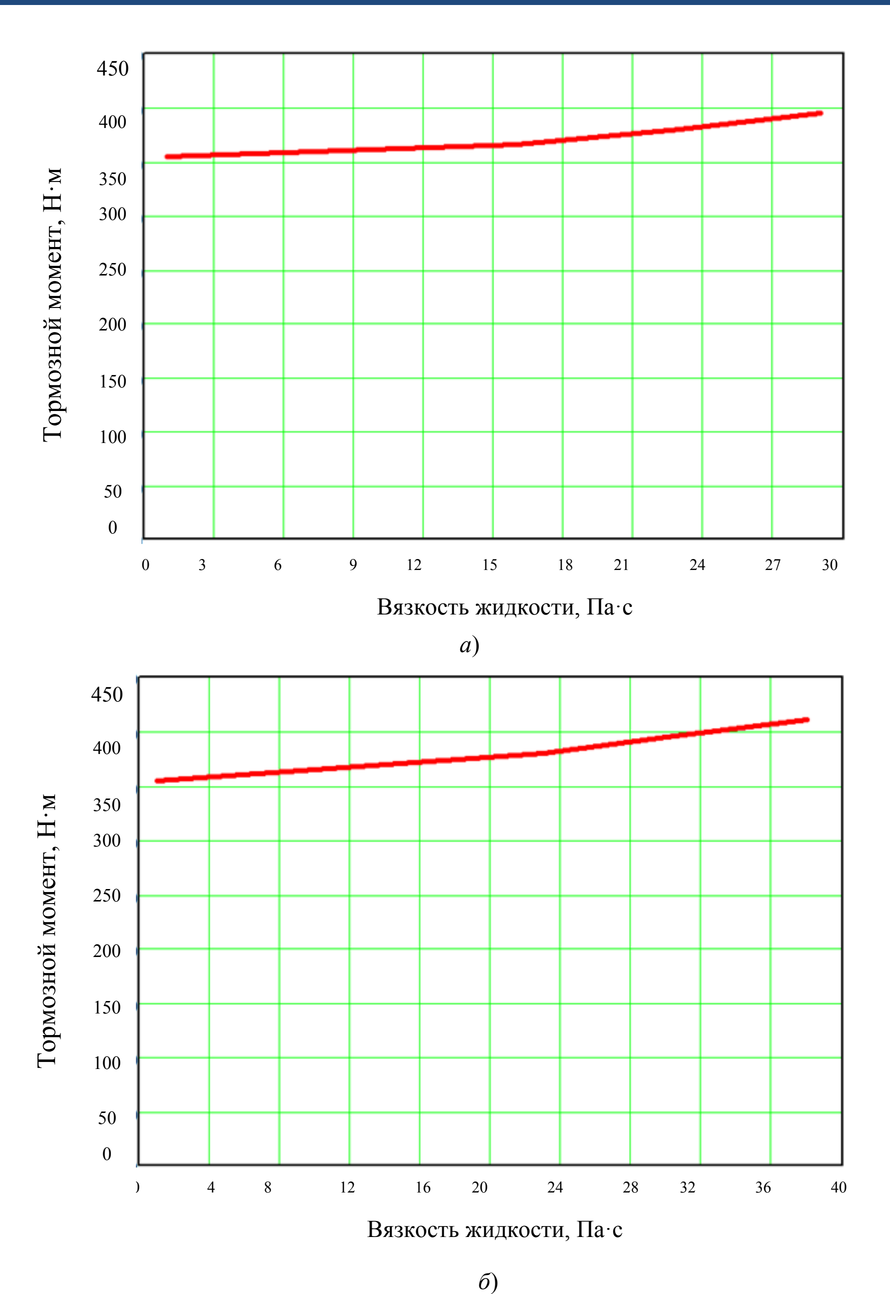


Рис. 4. Зависимость тормозного момента от вязкости рабочей жидкости внутри балласта с введением глицерина (*а*) и силиката натрия (*б*)

Полученную таким образом почти линейную зависимость нужно проверить с помощью математической модели.

В ходе исследования индекса вязкости установлено, что параметры плотности и вязкости мало зависят друг от друга и плотность не равна 1 г/см^2 (таблица 4).

Таблица 4

Соотношение плотности и вязкости жидкости

Вязкость жидкости	16	22	29	23	30	38
Плотность	1,008	1,014	1,021	1,017	1,025	1,034

Коэффициент влияния плотности не превышал 6 %. Его рассчитывали как разницу между плотностями вязкой жидкости и пресной воды. Например, если вязкость была 30 Ст, то плотность — 1,025 г/см^2. Следовательно, коэффициент воздействия плотности:

$$\Delta = \frac{1,025-1}{1} \cdot 100 = 2,5\% .$$

Результаты исследования

Создание математической модели гидравлического тормоза. Зависимость тормозного момента от давления, плотности и вязкости нельзя представить как прямую связь. Влияние каждой переменной на тормозной момент определяется экспериментально (рис. 2–4).

Метод обратного анализа. В научной и справочной литературе нет зафиксированных показателей взаимосвязи тормозного момента с давлением, плотностью и вязкостью. Поэтому был задействован метод обратного анализа [4]. Он эффективен для создания математических моделей на основе экспериментальных измерений. С его помощью можно показать, как совокупность названных выше переменных влияет на тормозной момент. Это можно выразить соотношением:

$$D = F(P, C), \tag{5}$$

где F — функция, которая связывает изучаемое явление D с набором значений переменных и набором значений для констант математической модели явления.

Обратный анализ позволяет найти множество значений предполагаемых констант модели C через обратную зависимость:

$$P = F^{-1}(D_m, C), \tag{6}$$

где D_m — множество экспериментальных значений для изучаемого явления [4, 5].

Считается, что прямое решение для отношения (6) невозможно. Поэтому следует задействовать итерационную систему, чтобы получить набор значений констант, которые дают оптимальное решение. В обобщении указывается набор значений P для соотношений:

$$D_C = F(P, C), \tag{7}$$

$$|D_m - D_C| \le \varepsilon, \tag{8}$$

где D_C — набор рассчитанных значений для изучаемого явления; ε — требуемая точность в соответствии с расчетом изучаемого явления.

Предложенный метод учитывает статистические ошибки, допущенные во время экспериментальных измерений, ориентируясь на стандартный массив ошибок (S_t) и минимальную стандартную ошибку. Таким образом, согласно статистическому распределению Гаусса зависимость плотности статистических данных:

$$f_1(P) = P_1 = const.\exp\left(-\frac{1}{2}\left[(D_C - D_m)^t C_d^{-1}(D_C - D_m)\right]\right). \tag{9}$$

Здесь C_d — стандартный массив ошибок. Символ t означает матрицу:

$$C_d = \begin{bmatrix} S_1^2(1)..........0..................0 \\ 0.............S_1^2(2).............0 \\ 0...............0,,,,,,,,,,,S_1^2(n) \end{bmatrix}, d, \tag{10}$$

где n — количество контрольных точек.

D_c является функцией P, поэтому проблема связана с определением такого значения P, чтобы D_c дало максимальное значение P_t.

$$S_d = (D_C - D_m)^t \cdot C_d^{-1}(D_C - D_m). \tag{11}$$

Минимальное значение S_d можно получить при более чем одном наборе значений P. Поэтому правильный набор параметров формируется с помощью фактического физического моделирования значения этих параметров (рис. 5) [4, 5].

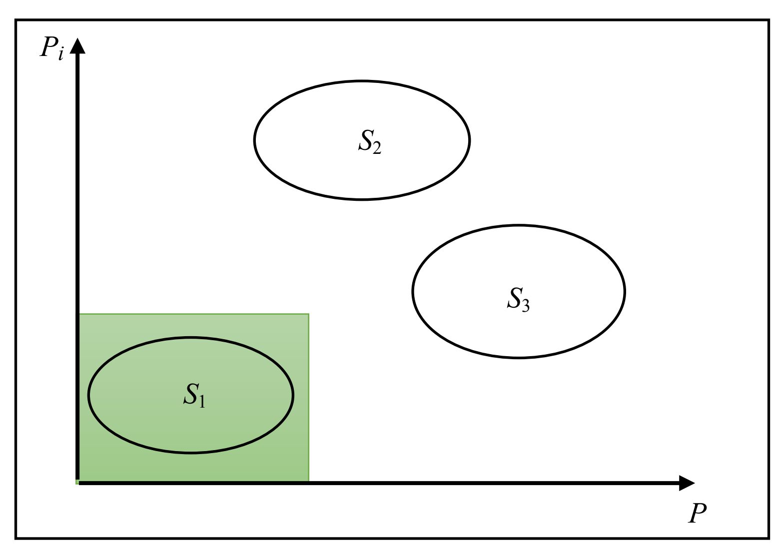


Рис. 5. Определение физически приемлемого диапазона значений (зеленая область): S_1 — физически приемлемое математическое решение, S_2, S_3 — математические решения

Поэтому мы используем набор первичных значений для параметров P_0, которые выводятся из средней нагрузки физического поля с учетом матрицы стандартных отклонений S_2.

При использовании нового распределения Гаусса получаем следующий статистический параметр интенсивности:

$$f_2(P) = P_2 = const.\exp\left(-\frac{1}{2}\left[\left(P - P_0\right)^t \cdot C_p^{-1}\left(P - P_0\right)\right]\right). \tag{12}$$

Здесь C_p — матрица стандартного отклонения:

$$C_p = \begin{bmatrix} S_2^2(1)............0.................0 \\ 0..................S_2^2(2)...........0 \\ 0..................0.............S_2^2(r) \end{bmatrix}. \tag{13}$$

Проблема, выраженная в отношении (6), решается путем обратного анализа. При этом набор значений P находится в пределах, обозначенных в (7) и (8). Таким образом, можно определить общую область параметров P_1 и P_2 по распределению Гаусса:

$$f(P) = P_1 \cdot P_2 = const.\exp(-S), \tag{14}$$

$$S = \frac{1}{2}\left[\left(D_C - D_m\right)^t \cdot C_d^{-1}\left(D_C - D_m\right) + \left(P - P_0\right) \cdot C_p^{-1}\left(P - P_0\right)\right]. \tag{15}$$

Итак, для решения нужно найти максимальные или минимальные значения S функции $f(P)$.

Единственный способ найти минимальное значение S — использовать цифровые методы, например Ньютона — Гаусса. Этот подход основан на преобразовании аналитических отношений в цифровые итеративные с учетом ошибки, допущенной из-за игнорирования некоторых ограничений в аналитических отношениях (рис. 6).

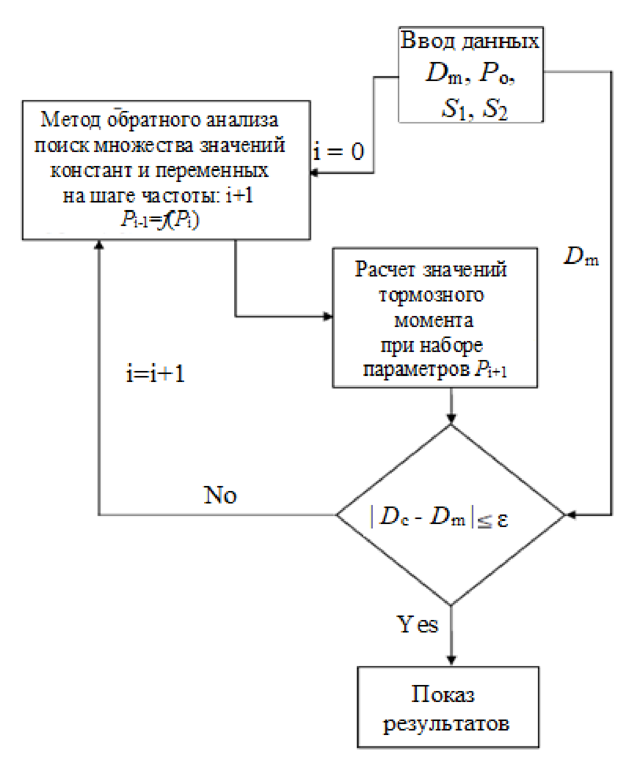


Рис. 6. Алгоритм метода обратного анализа

На следующем этапе работы с помощью базовой (нелинейной) математической модели вычислили вспомогательный тормозной момент гидродинамического тормоза. Он зависит от давления, плотности и вязкости:

$$M_B = f(P, \rho, \mu) + C, \tag{16}$$

$$M_B = a \cdot p^{n1} + b \cdot p^{n2} + d \cdot \mu^{n3} + C. \tag{17}$$

Математическая модель (17) является общей нелинейной моделью, если значения n_1, n_2, n_3 отличны от единицы. Множество констант для поиска — это a, b, d, а также n_1, n_2, n_3.

После применения итеративного цифрового метода с точностью, равной 0,001, найдены параметры, представленные в таблице 5.

Таблица 5

Значения параметров предлагаемой модели

Параметры	n_1	n_2	n_3	a	b	d	C
Величина	1	1	1	58,5	284,6	1,29	10,62

Согласно таблице 5, исследуемое физическое явление можно представить как линейную модель (n_1, n_2, n_3) = 1:

$$M_B = 58,5P + 284,6\rho + 1,29\mu + 10,62\,. \quad (18)$$

Математическая модель основана на результатах лабораторных экспериментов и подразумевает гомогенизацию единиц измерения в соответствии со значением констант.

Адекватность математической модели. Первый этап определения адекватности модели — это испытание на торможение при:

— давлении P = 1 атм,

— плотности жидкости ρ = 1 г/см^3,

— вязкости жидкости μ = 1 Ст.

В данном случае торможение было равно начальному тормозному моменту M_B = 355 Н·м. Это логично, учитывая экспериментальные значения.

Второй этап: три лабораторных эксперимента с подвешенным на крюке 8-килограммовым грузом. Они кратко описаны ниже.

Первый. Взяли максимальные значения переменных и тормозного момента, а затем выполнили расчет с использованием математической модели по соотношению (18). Определили коэффициент ошибок, сравнив экспериментальный и математический результат.

Второй. Взяли случайные значения переменных, относительно далекие от экспериментальных значений и от расчетных для тормозного момента (по математической модели). Вычислили коэффициент ошибок, сравнив экспериментальный и математический результат.

Третий. Взяли случайные значения для переменных, относительно далекие от экспериментальных значений и от расчетных для тормозного момента (по математической модели). Вычислили процент ошибок, сравнив экспериментальный и математический результат.

В таблице 6 приведены результаты подтверждения адекватности математической модели.

Таблица 6

Результаты проверки адекватности модели

№	Давление	Вязкость жидкости	Плотность жидкости	Тормозной момент (расчет)	Тормозной момент (математическая модель)	Ошибки, %
1	1,85	1,15	38	490	495	1
2	1,60	1,10	13	406	434	6
3	1,45	1,12	26	423	447	5

Итак, результат подтверждает адекватность модели. Во-первых, уровень ее ошибочности оказался приемлемым. Во-вторых, выявленные ошибки имеют научное объяснение. Дело в том, что параметр плотности не зависит от вязкости, и это учтено в модели. Но эксперименты, проведенные ранее для подтверждения этой точки зрения, выявили между этими показателями корреляцию на уровне 6 % — и это примерно эквивалентно проценту ошибок, допущенных при использовании математической модели (в сравнении с расчетными данными).

Для выражения совокупного влияния плотности и вязкости жидкости на работу гидравлического тормоза можно ввести в модель параметр $\mu{\cdot}\rho$. Однако это необязательно, учитывая сравнительно низкий процент ошибок. В противном случае предложенная модель значительно усложнится.

Имитация полевых условий. Предлагаемая математическая модель выражает физическое явление, выявленное и исследованное в лабораторных условиях при начальном тормозном моменте 355 Н·м.

В полевых условиях балласты характеризуются начальным значением тормозного момента M_{B0}. Предлагается ввести в математическую модель параметр, который не изменит ее форму, но, предположительно, отразит «полевой» балласт:

$$M_B = 58,5P + 284,6\rho + 1,29\mu + 10,62 + \left(M_{B0} - M_{Bm}\right), \qquad (19)$$

где M_B — тормозной момент «полевого» балласта после применения условий (давление, плотность и вязкость); M_{B0} — начальный тормозной момент для полевого балласта; M_{Bm} — начальный тормозной момент лабораторного балласта, равный 355 Н·м.

Это основная гипотеза. Она обосновывается следующим образом. Размеры лабораторного ингибитора выбраны не случайно, а так, чтобы соответствовать реальным меньшим размерам тормозов, производимых компанией *Parmac L.L.C* (модель 112–500)[1].

Обсуждение и заключения

1. Математическая модель создана с помощью метода обратного анализа, который связывает тормозной момент гидродинамического тормоза с рабочими параметрами (давление, вязкость и плотность) жидкости внутри балласта.

2. Эксперименты при различных случайных значениях переменных доказали адекватность модели. Сравнивались значения тормозного момента, определенные экспериментально и с помощью созданной модели. Ошибочность не превысила 6 % (таблица 6).

3. Предложена поправка к модели для симуляции работы гидродинамического тормоза в полевых условиях.

4. Опираясь на полученные результаты, в будущих исследованиях целесообразно испытать созданную модель в полевых условиях с реальной полезной нагрузкой.

Библиографический список

1. Abdoulaev, G. S. Optical tomography as a PDE-constrained optimization problem / G. S. Abdoulaev, K. Ren, A. H. Hielscher // Inverse Problems. — 2005. — Vol. 21 (5). — P. 1507–1530. DOI: 10.1088/0266-5611/21/5/002

2. Analysis of the Gibbs sampler for hierarchical inverse problems / S. Agapiou, J. M. Bardsley, O. Papaspilliopoulos [et al.] // SIAM/ASA Journal on Uncertainty Quantification. — 2013. — Vol. 2 (1). — P. 511–544. DOI: 10.1137/130944229

3. A review of surrogate models and their application to groundwater modeling / M. J. Asher, B. F. W. Croke, A. J. Jakeman [et al.] // Water Resources Research. — 2015. — Vol. 51(8). — P. 5957–5973. https://doi.org/10.1002/2015WR016967

4. Clark, M. P. Pursuing the method of multiple working hypotheses for hydrological modeling / M. P. Clark, D. Kavetski, F. Fenicia // Water Resources Research. — 2011. — Vol. 47 (9). — P. 1–16. https://doi.org/10.1029/2010WR009827

5. Stefani, F. FEM Applied to Hydrodynamic Bearing Design / F. Stefani // New Tribological Ways. — University Campus STeP Ri : InTech, 2011. — P. 451–476. DOI: 10.5772/15525

6. Wang, Y. Coupled Dynamic Analysis of Deepwater Drilling Riser under Combined Forcing and Parametric Excitation / Y. Wang, D. Gao, J. Fang // Journal of Natural Gas Science and Engineering. — 2015. — Vol. 27 (3). — P. 1739–1747.

7. Mao, L. Deep Water Drilling Riser Mechanical Behavior Analysis Considering Actual Riser String Configuration / L. Mao, Q. Liu, S. Zhou [et al.] // Journal of Natural Gas Science and Engineering. — 2016. — Vol. 33. — P. 240–254.

8. Wang, Y. Optimization Analysis of the Riser Top Tension Force in Deepwater Drilling: Aiming at the Minimum Variance of Lower Flexible Joint Deflection Angle / Y. Wang, D. Gao, J. Fang // Journal of Petroleum Science and Engineering. — 2016. — Vol. 146. — P. 149–157.

9. Chang, Y. Influential Factors for the Design of Ultra-Deepwater Drilling Risers / Y. Chang, G. Chen, L. Xu [et al.] // Petroleum Exploration and Development. — 2009. — Vol. 36 (4). — P. 523–528.

10. Gong, W. An adaptive surrogate modeling-based sampling strategy for parameter optimization and distribution estimation (ASMO-PODE) / W. Gong, Q. Duan // Environmental Modelling & Software. — 2017. — Vol. 95. — P. 61–75. https://doi.org/10.1016/j.envsoft.2017.05.005

Сдана в редакцию 04.12.2020
Запланирована в номер 21.01.2021

[1] Original HYDROMATIC® Brake 620 251-5000 / Parmac L.L.C // www.parmacbrake.com.

Об авторах:

Антибас Имад Ризакалла, доцент кафедры «Основы конструирования машин» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (344003, РФ, Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, доцент, ResearcherID: O-4789-2018, ORCID: http://orcid.org/0000-0002-8141-9529, imad.antypas@mail.ru.

Дьяченко Алексей Геннадьевич, доцент кафедры «Основы конструирования машин» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, ORCID: http://orcid.org/0000-0001-9934-4193, alexey-a2@mail.ru.

Саед Бакир Имад, доцент кафедры «Сельскохозяйственное машиностроение» Университета Алеппо (САР, г. Алеппо, Университет Алеппо, механический факультет), доктор технических наук, доцент, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3855-7691, bakir-111@mail.ru.

Заявленный вклад соавторов:

И. Р. Антибас — научное руководство, постановка задачи, определение методологии исследования; сбор и анализ аналитических и практических материалов по теме исследования, критический анализ и доработка решения; компьютерная реализация решения задачи. А. Г. Дьяченко — анализ научных источников по теме исследования, критический анализ и доработка текста. Б. И. Саед — постановка задачи, определение методологии исследования; сбор и анализ аналитических и практических материалов по теме исследования.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.